

**WATERMAKING METHOD**

**Patent number:** JP54016372  
**Publication date:** 1979-02-06  
**Inventor:** TERADA TAKESHI; YAMAOKA KAZUHIRO  
**Applicant:** FUJI ELECTRIC CO LTD  
**Classification:**  
- **international:** B01D5/00; E03B3/28; B01D5/00; E03B3/00; (IPC1-7):  
B01D5/00; E03B3/28  
- **european:**  
**Application number:** JP19770081344 19770707  
**Priority number(s):** JP19770081344 19770707

[Report a data error here](#)**Abstract of JP54016372**

**PURPOSE:** To make fresh water in a dry region, e.g., desert, and to perform simultaneously air-conditioning, by cooling moisture-contg. air to below the dew point in an evaporator of a refrigerating machine.

---

Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

BE

⑩日本国特許庁

⑪特許出願公開

## 公開特許公報

昭54-16372

⑤Int. Cl.<sup>2</sup>  
B 01 D 5/00  
E 03 B 3/28

識別記号

⑥日本分類  
13(7) B 33⑦内整理番号  
7404-4D  
7611-2D⑧公開 昭和54年(1979)2月6日  
発明の数 1  
審査請求 未請求

## ⑨造水方法

⑩特 願 昭52-81344

⑪出 願 昭52(1977)7月7日

⑫發明者 寺田武

川崎市川崎区田辺新田1番1号  
富士電機製造株式会社内

⑬發明者 山岡一博

川崎市川崎区田辺新田1番1号

富士電機製造株式会社内

⑭出願人 富士電機製造株式会社

川崎市川崎区田辺新田1番1号

⑮代理 人 弁理士 山口巖

## 明細書

## 1. 発明の名称 造水方法

## 2. 特許請求の範囲

1) 圧縮機、凝縮器、膨張弁および蒸発器を有してなる冷凍機の蒸発器で湿気を含んだ空気を露点以下に冷却して水を得ることを特徴とする造水方法。

2) 特許請求の範囲第1項に記載の造水方法において、蒸発器で冷却された空気を空調用および凝縮器の冷却用に供することを特徴とする造水方法。

## 3. 発明の詳細な説明

本発明は大気中の湿気を冷却して水を取り出す造水方法に関する。

砂漠のように水分の少ない所で水を使用したい場合には、オアシスあるいは海水の淡水化装置(例えば蒸溜法または逆浸透法による)からパイプラインないしタンクローリーを用いて水の運搬や供給を行うといった方法が講じられる。

本発明は上述の方法とは別に、大気中に存する湿気から造水する方法を提供することを目的とし

ている。

この目的は本発明によれば、圧縮機、凝縮器、膨張弁および蒸発器を有してなる冷凍機の蒸発器で湿気を含んだ空気を露点以下に冷却して水を得ることによって達せられる。かかる本発明方法を採用する場合には、上述の如き海水の蒸溜または逆浸透装置あるいはパイプライン、タンクローリといった大がかりな装置を必要としない。また、本発明によるときは、蒸発器で水分が得られるだけでなく空気も冷却されるので、これを空調用に利用することができる。また、凝縮器の冷却は水の少ない所では空気によって行われるが、上記冷却空気も使用すれば、全体の設備ながんずく凝縮器駆動用の動力が小さくてよい。

以下、本発明の実施例を図面を基に詳細に説明する。

第1図は本発明による造水方法に沿づく造水装置の一例を示している。図において1は冷凍機で、圧縮機2、凝縮器3、膨張弁4および蒸発器5を有してなる。圧縮機2で圧縮され高圧高温となっ

た冷媒は凝縮器3で放熱して液化し、図示しない受液器にたまる。この液体は膨張弁4で断熱膨張され低圧低温の気液混合状態となり、蒸発器5で被冷却媒体から熱を奪って汽化し、再び圧縮機2に吸入される。前記被冷却媒体として大気中から湿気を含んだ空気が送風機6により蒸発器5に送られる。ここで、この空気は露点以下に冷却され、湿気が凝縮する。これによって水が得られ、生活用水等に使用される。また、蒸発器で冷却された空気は空調用に使用することができる。

第2図は本発明による造水方法に基づく造水装置の他の例で、ここでは、凝縮器を一次凝縮器3aと二次凝縮器3bの二つとし、蒸発器5で冷却された空気の一部を二次凝縮器3bに送り、一次凝縮器において送風機7により送られた空気にある程度放熱した冷媒の冷却に供している。

第3図は本発明による造水方法に基づく造水装置の更に他の例で、ここでは凝縮器3における冷媒の冷却は蒸発器5で冷却された空気のみで行っている。なお、この例の場合にも蒸発器5で冷却

(3)

$$i_{a2} = 7 \text{ kcal/Kg}$$

であるとき、絶対湿度の差  $\Delta x_e$  は

$$\Delta x_e = x_{a1} - x_{a2} = 0.00435 \text{ Kg/Kg}$$

となり、従って蒸発器で得られる水分量  $G_w$  は

$$G_w = G \cdot \Delta x_e / v = 0.20 \text{ Kg/mm}$$

となる。即ち、1分当たり0.2Lの水が得られる。

他方、この水を得るために要する蒸発器5での1時間当たりの冷却熱量  $Q_e$  は

$$\begin{aligned} Q_e &= (i_{a1} - i_{a2}) \cdot 60 G_w \\ &= (12 - 7) \times 60 \times 40 / 0.84 \\ &= 14285.7 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

となる。

この冷却熱量を得るために蒸発器5の蒸発面積は次のようにして求められる。即ち、蒸発器5における冷媒蒸発温度  $t_{e1}$  が  $-2^\circ\text{C}$  であるとき、蒸発器の空気入口51の空気温度  $t_{a1}$  と冷媒蒸発温度  $t_{e1}$  との差  $\Delta t_{e1}$  は  $22^\circ\text{C}$  であり、出口52の空気温度  $t_{a2}$  、  $t_{a2}$  と冷媒蒸発温度  $t_{e1}$  との差  $\Delta t_{e2}$  は  $13^\circ\text{C}$  である。

このとき、対数平均温度差  $\Delta t_{m.e}$  は、

(5)

された空気を空調用にも用いうることは勿論である。

以上が本発明による造水方法に基づく造水装置の例の説明であるが、ここで実際にどの程度の水が得られるかを計算してみる。なお、簡単のため、第3図の場合を例に採り、しかも蒸発器5で冷却された空気はすべて凝縮器3に送られるものとする。

蒸発器5への空気入口51において、空気の温度  $t_{a1}$  、絶対湿度  $x_{a1}$  、エンタルピ  $i_{a1}$  、比容積  $v$  および1分当たりの送風量  $G$  がそれぞれ

$$t_{a1} = 20^\circ\text{C}$$

$$x_{a1} = 0.0117 \text{ Kg/Kg} \quad (\text{但し、相対湿度は } 80\%)$$

$$i_{a1} = 12 \text{ kcal/Kg}$$

$$v = 0.84 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$G = 40 \text{ m}^3/\text{min}$$

であり、出口52において、湿度  $t_{a2}$  、絶対湿度  $x_{a2}$  およびエンタルピ  $i_{a2}$  がそれぞれ

$$t_{a2} = 11^\circ\text{C}$$

$$x_{a2} = 0.00735 \text{ Kg/Kg} \quad (\text{相対湿度は } 90\%)$$

(4)

$$\Delta t_{m.e} = \frac{\Delta t_{e1} - \Delta t_{e2}}{\ln \frac{\Delta t_{e1}}{\Delta t_{e2}}} = \frac{22 - 13}{\ln \frac{22}{13}}$$

$$= 17.1^\circ\text{C}$$

である。また、蒸発器5の総括熱伝達率  $k_e$  を  $20 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$  と仮定すると、蒸発器5の必要伝熱面積  $F_e$  は、

$$F_e = \frac{Q_e}{k_e \cdot \Delta t_{m.e}} = \frac{14285.7}{20 \times 17.1} = 41.8 \text{ m}^2$$

となる。従って、蒸発器5の蒸発面積は  $41.8 \text{ m}^2$  より大きければよい。

次いで、凝縮器3における交換熱量  $Q_e$  を求める。交換熱量  $Q_e$  は  $1.25 Q_e$  であるとすると、

$$Q_e = 1.25 Q_e = 1.25 \times 14285.7$$

$$= 17857.1 \text{ kcal/h}$$

である。凝縮器の空気出口52の空気温度  $t_{a3}$  (なお、入口51の空気は蒸発器5の出口52における空気と状態が同じである)は、等圧比熱  $C_p$  が  $0.24 \text{ kcal/Kg}^\circ\text{C}$  になるので、

$$t_{a3} = t_{a2} + Q_e / (C_p \cdot G \cdot 60 / v)$$

$$= 11 + 17857.1 / (0.24 \times 40 \times 60 \times \frac{1}{0.84})$$

$$= 37.0^\circ\text{C}$$

(6)

となる。冷媒凝縮温度 $t_{c2}$ が40℃とすれば、凝縮器3の空気入口31の空気温度 $t_{a2}$ と冷媒凝縮温度 $t_{c2}$ との差 $\Delta t_{c2}$ は29℃であり、出口側32の空気温度 $t_{a3}$ と冷媒凝縮温度 $t_{c2}$ との差 $\Delta t_{c3}$ は3℃である。このとき、対数平均温度差 $\Delta t_{mc}$ は

$$\Delta t_{mc} = \frac{\Delta t_{c1} - \Delta t_{c2}}{\ln \frac{\Delta t_{c1}}{\Delta t_{c2}}} = \frac{29-3}{\ln \frac{29}{3}} = 11.5 \text{ ℃}$$

である。凝縮器3の総括熱伝達率 $k_c$ を20 kcal/m<sup>2</sup>℃と仮定すると、凝縮器3の必要伝熱面積 $F_c$ は

$$F_c = \frac{Q_c}{k_c \cdot \Delta t_{mc}} = \frac{17857.1}{20 \times 11.5} = 77.6 \text{ m}^2$$

となる。従って、凝縮器3の凝縮面積は 77.6 m<sup>2</sup>より大きければよい。

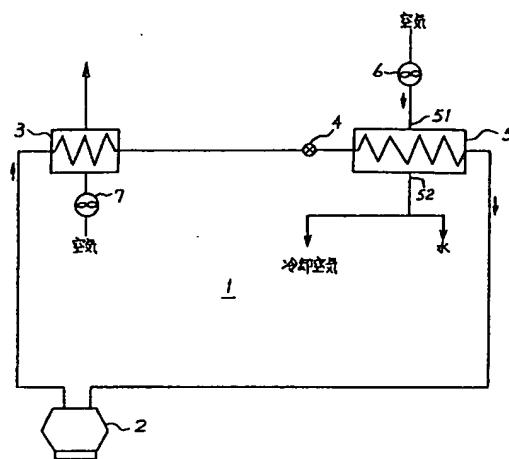
#### 4. 図面の簡単な説明

第1図から第3図はそれぞれ本発明による造水方法に基づく造水装置の異なる例の構造図である。

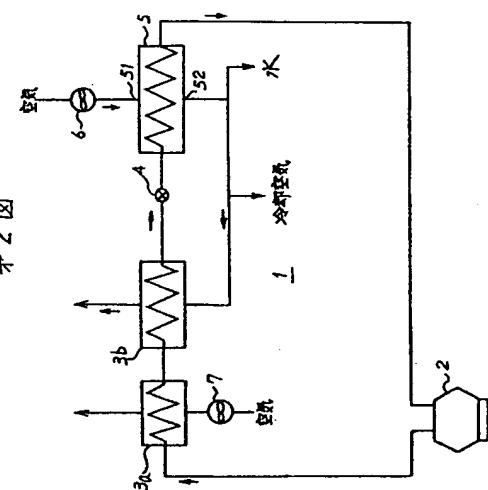
1…冷凍機、2…圧縮機、3…凝縮器、3a…一次凝縮器、3b…二次凝縮器、5…蒸発器。

(7) 代理人弁理士 山口 嘉

第1図



第2図



第3図

